

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

Method for operating a friction clutch

Patent number: DE3623627
Publication date: 1988-01-14
Inventor: TEBBE GERHARD DIPL ING (DE)
Applicant: FICHTEL & SACHS AG (DE)
Classification:
- **international:** F16F15/12; B60K23/02; B60K41/00
- **european:** B60K17/02, F16F15/12, F16D25/08B4, F16D48/06E
Application number: DE19863623627 19860712
Priority number(s): DE19863623627 19860712

Abstract of DE3623627

The invention relates to a method for rapid damping of low-frequency load-change vibrations in the drive line of motor vehicles with an internal combustion engine. The rotary mass already provided to reduce the natural frequency and damp transmission noise, which can be engaged or disengaged by means of a friction clutch in accordance with its function, can be additionally used to damp low-frequency load-change vibrations by reducing the torque transmission value of the friction clutch in the presence of such load-change vibrations to such an extent that it functions as a slip clutch. This damping effect can be employed in a particularly effective manner by appropriate influencing of the transmissible torque.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑪ **DE 3623627 A1**

⑤ Int. Cl. 4:
F16F 15/12
B 60 K 23/02
B 60 K 41/00

⑳ Aktenzeichen: P 36 23 627.6
㉑ Anmeldetag: 12. 7. 86
㉒ Offenlegungstag: 14. 1. 88

Behördenbesitz

DE 3623627 A1

㉓ Anmelder:
Fichtel & Sachs AG, 8720 Schweinfurt, DE

㉔ Erfinder:
Tebbe, Gerhard, Dipl.-Ing., 8721 Geldersheim, DE

⑤4 Verfahren zum Betrieb einer Reibungskupplung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zur schnellen Dämpfung niederfrequenter Lastwechselschwingungen im Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen mit Brennkraftmaschine. Die zum Absenken der Eigenfrequenz sowie zum Dämpfen von Getriebegeräuschen bereits vorhandene Drehmasse, die über eine Reibungskupplung entsprechend ihrem Einsatzzweck zu- oder abgeschaltet werden kann, kann zum Dämpfen niederfrequenter Lastwechselschwingungen zusätzlich herangezogen werden, indem bei Vorliegen solcher Lastwechselschwingungen die Reibungskupplung in ihrem Drehmomentübertragungswert soweit abgesenkt wird, daß sie als Rutschkupplung fungiert. Durch entsprechende Beeinflussung des übertragbaren Drehmomentes kann diese Dämpfungswirkung besonders effektiv eingesetzt werden.

DE 3623627 A1

Patentansprüche

1. Verfahren zum Betrieb einer Reibungskupplung zum Zu- oder Abschalten einer Drehmasse parallel zum Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges mit Brennkraftmaschine zum Dämpfen von niederfrequenten Lastwechselschwingungen, dadurch gekennzeichnet, daß beim Auftreten von Lastwechselschwingungen das übertragbare Drehmoment der Reibungskupplung (8) in Abhängigkeit von der Höhe der Amplituden herabgesetzt wird, so daß bis zum Abklingen der Lastwechselschwingungen die Reibungskupplung (8) als Rutschkupplung wirksam ist.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß nach ausreichendem Abklingen der Lastwechselschwingungen der ursprüngliche Schaltzustand und das ursprüngliche übertragbare Drehmoment wieder hergestellt werden.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß eine Steuereinrichtung (11) vorgesehen ist, welche durch Erfassen motorspezifischer Daten eine Lastwechselerkennung durchführt — zum Einleiten der Beeinflussung des übertragbaren Drehmomentes der Reibungskupplung (8).
4. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Lastwechselerkennung vorzugsweise durch Überwachung der Motordrehzahl (n) erfolgt.
5. Verfahren nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Lastwechselerkennung durch Überwachung der Motor-Sollwert-Verstellung erfolgt.
6. Verfahren nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuereinrichtung (11) eine Signalfunktion (S) erzeugt, welche aus dem Motordrehzahlverlauf hergeleitet ist und durch Glättung und Differentiation — vorzugsweise nach dem Kurbelwellenwinkel — entsteht, wobei aus der Signalfunktion sowohl die Lastwechselerkennung über einen Schwellwert (S_1 , S_2) als auch die Festlegung des folgenden Startzeitpunktes (t_{s1}) für den Beginn der Verminderung des übertragbaren Drehmomentes der Reibungskupplung (8) erfolgt.
7. Verfahren nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß als Startzeitpunkt (t_{s1}) die Erkennung des ersten Extremwertes (1) der Signalfunktion (S) herangezogen wird und die Festlegung des Startzeitpunktes (t_{s1}) durch Quotientenbildung von momentanen Werten der Signalfunktion mit dem vorausgegangenen Extremwert (1) durch ein vorgegebenes Verhältnis festgelegt wird.
8. Verfahren nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß vom Startzeitpunkt (t_{s1}) an nach dem Erkennen des ersten Extremwertes (1) der Signalfunktion (S) das übertragbare Drehmoment der Reibungskupplung (8) um einen bestimmten Wert entsprechend einer Steuersignaländerung (ST 1) in Abhängigkeit von der Höhe des Extremwertes (1) abgesenkt wird und daran anschließend über einen festgelegten Zeitabschnitt (t_f) eine kontinuierliche Momentenabsenkung erfolgt.
9. Verfahren nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß nach Ablauf des Zeitabschnittes (t_f) die ursprüngliche Höhe des Drehmomentes der Reibungskupplung (8) über eine entsprechende Anhebung des Steuersignales eingestellt wird.

10. Verfahren nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß der Zeitabschnitt (t_f) gangabhängig veränderlich ist.
11. Verfahren nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß bei jedem Extremwert (1, 2, 3) der Signalfunktion (S) vom jeweiligen Startzeitpunkt (t_{s1} , t_{s2} , t_{s3}) das übertragbare Drehmoment der Reibungskupplung (8) um ein bestimmtes Maß des Steuersignales (ST 1, ST 2, ST 3) in Abhängigkeit von der Höhe des vorangegangenen Extremwertes (1, 2, 3) bis zum Abklingen der Lastwechselschwingung herabgesetzt und daran anschließend die ursprüngliche Höhe des Drehmomentes über eine entsprechende Anhebung des Steuersignales (ST) wieder eingestellt wird.
12. Verfahren nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß nach Absinken der Signalfunktion (S) unter den Schwellwert (S_1 , S_2) und nach Ablauf eines festgelegten Zeitabschnittes (t_f) nach dem letzten Startzeitpunkt (t_{s3}) die ursprüngliche Höhe des Drehmomentes über eine entsprechende Anhebung des Steuersignales (ST) eingestellt wird.
13. Verfahren nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß als Startzeitpunkt der Zeitpunkt der Motor-Sollwert-Verstellung herangezogen und das übertragbare Drehmoment der Reibungskupplung (8) in Abhängigkeit von der Größe der Verstellung um einen entsprechenden Wert des Steuersignales (ST) abgesenkt wird und daran anschließend über einen festgelegten Zeitabschnitt (t_f) eine kontinuierliche Momentenabsenkung erfolgt.
14. Verfahren nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß nach Ablauf des Zeitabschnittes (t_f) die ursprüngliche Höhe des Drehmomentes der Reibungskupplung (8) über entsprechende Anhebung des Steuersignales (ST) eingestellt wird.
15. Verfahren nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß der Zeitabschnitt (t_f) gangabhängig veränderbar ist.
16. Verfahren nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Lastwechselerkennung vorzugsweise über den Saugrohrunterdruck (14) der Brennkraftmaschine (4) erfolgt und die Höhe der Unterdruckänderung als Maß für die erste Anhebung des Steuersignales (ST) des übertragbaren Drehmomentes gilt.
17. Verfahren nach den Ansprüchen 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß zur Verbesserung der Dämpfungswirkung zwischen Reibungskupplung (8) und Drehmasse (9) eine Torsionsfederung (10) angeordnet ist, die bei Amplitudenwechsel Federenergie abgibt und wieder speichert.
18. Anordnung einer Drehmasse nach dem Verfahren entsprechend den Ansprüchen 1 bis 17, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehmasse (9) vorzugsweise zwischen Anfahr- und Schaltkupplung (5) und Getriebe (6) konzentrisch zur Getriebeeingangswelle (1') angeordnet und mit dieser über eine vorzugsweise elektromagnetisch betätigbare Reibungskupplung (8) koppelbar ist.

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren zum Betrieb einer Reibungskupplung zum Zu- oder Abschalten einer Drehmasse parallel zum Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges mit Brennkraftmaschine zum Dämpfen von niederfrequenten Lastwechselschwingungen.

Aus der DE-OS 34 04 738 ist die Anordnung einer zusätzlichen Drehmasse parallel zum Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges mit Brennkraftmaschine bekannt, welche infolge ihrer Anordnung auf der Getriebeeingangswelle während des Schaltvorganges abgekoppelt werden muß, um die Synchronisationseinrichtung des Schaltgetriebes nicht zu belasten. Nach dem Stand der Technik ist daher mit dem Ausrücksystem der Anfahr- und Schaltkupplung eine Reibeinrichtung zwangsgekoppelt, welche die Drehmasse bei ausgekuppelter Anfahr- und Schaltkupplung abtrennt.

Eine solche zwangsweise Koppelung mit dem Ausrücksystem einer Anfahr- und Schaltkupplung ist nicht in allen Fällen ohne weiteres durchführbar oder wünschenswert. So kann diese Drehmasse beispielsweise an anderer Stelle untergebracht werden und eine Koppelung der vorgenannten Art ist daher nicht mehr ohne weiteres durchzuführen. Zum anderen ist es nicht unbedingt erforderlich, die Drehmasse über den gesamten nutzbaren Drehzahlbereich zugeschaltet zu lassen.

Es ist daher Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Verfahren zum Betrieb einer Reibungskupplung zum Zu- oder Abschalten einer Drehmasse zu erstellen, mit welchem ohne besonders großen Aufwand die Drehmasse zusätzlich zum Dämpfen niederfrequenter Lastwechselschwingungen herangezogen werden kann.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch das Kennzeichnen des Hauptanspruches gelöst. Durch eine Überwachung des Drehzahlverhaltens im Antriebsstrang des Kraftfahrzeuges kann das Auftreten niederfrequenter Lastwechselschwingungen einwandfrei erkannt werden. Solch niederfrequente Lastwechselschwingungen treten vor allem dann auf, wenn plötzlich Gas gegeben oder weggenommen wird. Durch Absenken des übertragbaren Drehmomentes der Reibungskupplung in Abhängigkeit von der Größe der Amplituden der niederfrequenten Lastwechselschwingungen kann eine kräftige Dämpfung dieser Schwingungen erzielt werden. Die Reibungskupplung wirkt nunmehr als Rutschkupplung und dämpft so die Schwingungen. Nach dem Abklingen der Schwingungen werden dann das ursprüngliche Übertragungsverhalten und der ursprüngliche Schaltzustand der Reibungskupplung wieder hergestellt. Die Drehmasse dient primär der Erhöhung des Massenträgheitsmomentes im Antriebsstrang zur Absenkung der Eigenfrequenz sowie von Getriebe-geräuschen und Brummneigung und ist normalerweise nur in einem mittleren Drehzahlbereich zugeschaltet. Somit ist es durchaus möglich, daß eine niederfrequente Lastwechselschwingung in einem Drehzahlbereich auftritt, bei der die Drehmasse normalerweise nicht zugeschaltet ist.

Eine generelle Verminderung des übertragbaren Drehmomentes der Reibungskupplung auf einen festen Wert würde zwar auch eine Dämpfung der niederfrequenten Lastwechselschwingungen erzielen, jedoch wäre eine solche Dämpfung völlig unzureichend. Es würde nämlich bei einem relativ hohen Rutschmoment nur die Schwingung mit hoher Amplitude einigermaßen wirkungsvoll gedämpft werden, während die abklingende Schwingung praktisch keiner weiteren Dämpfung unterliegen würde, und bei einem niedrigen Rutschmoment wäre eine nur geringe Wirkung bei großen Amplituden vorhanden und erst die bereits teilweise abgeklungene Schwingung würde gedämpft.

Um das Vorliegen einer niederfrequenten Lastwechselschwingung überhaupt feststellen zu können, wird eine Steuereinrichtung vorgeschlagen, welche durch Er-

fassen motorspezifischer Daten eine Lastwechselerkennung durchführt — zum Einleiten der Beeinflussung des übertragbaren Drehmomentes der Reibungskupplung. Diese Steuereinrichtung kann zur Lastwechselerkennung unterschiedliche Kenngrößen heranziehen. Vorzugsweise wird durch die Überwachung der Motordrehzahl die Lastwechselerkennung durchgeführt. Es ist jedoch ohne weiteres auch möglich, die Motor-Sollwert-Verstellung zu überwachen. Dabei bietet sich beispielsweise die Drosselklappenverstellung — oder auch der Saugrohr-Unterdruck — an.

Bei der Überwachung der Motordrehzahl leitet sich die Steuereinrichtung vom Drehzahlverlauf eine Signalfunktion ab, welche durch Glätten und Differentiation — vorzugsweise nach dem Kurbelwellenwinkel — entsteht. Eine Differentiation nach der Zeit wäre zwar auch möglich, jedoch läßt sich die Signalfunktion als Funktion des Kurbelwellenwinkels leicht über Impulsgeber erfassen und hat den besonderen Vorteil, daß die Zündfrequenz als Haupterregung leicht drehzahlunabhängig, beispielsweise ohne mitlaufende Filter, geglättet werden kann. Diese Signalfunktion steht jeweils in einem bestimmten Verhältnis zur schwankenden Motordrehzahl. So treten beispielsweise die Extremwerte der Signalfunktion rechtzeitig vor den Extremwerten der schwankenden Drehzahl auf, so daß sie zur Steuerung der Kupplung herangezogen werden können. Aus dieser Signalfunktion kann die Lastwechselerkennung über einen Schwellwert und die Festlegung des folgenden Startzeitpunktes für den Beginn der Verminderung des übertragbaren Drehmomentes der Reibungskupplung erfolgen.

Entsprechend den Ansprüchen 7 bis 10 wird nach der Erkennung des ersten Extremwertes der Signalfunktion das übertragbare Drehmoment der Reibungskupplung um einen Wert abgesenkt, der von der Höhe des Extremwertes abhängig ist, und es wird daran anschließend an diese Absenkung über einen festgelegten Zeitabschnitt eine weitere kontinuierliche Momentenabsenkung durchgeführt. Nach Ablauf dieses Zeitabschnittes wird die ursprüngliche Höhe des Drehmomentes der Reibungskupplung wieder hergestellt und der Zeitabschnitt wird vorteilhafterweise gangabhängig über eine Gangerkennung angepaßt. Die Höhe der Absenkung sowie der Verlauf der kontinuierlichen Absenkung über den Zeitabschnitt kann für ein bestimmtes Kraftfahrzeug leicht festgelegt werden. Eine gangabhängige Veränderung dieses Zeitabschnittes ist insofern vorteilhaft, als die Frequenz der Lastwechselschwingungen in den einzelnen Gängen unterschiedlich ist.

Eine noch feinfühligere Methode ist Inhalt der Ansprüche 11 und 12. Danach wird nach dem Erkennen des Vorliegens einer Lastwechselschwingung nach jedem Extremwert der Signalfunktion das übertragbare Drehmoment der Reibungskupplung um ein bestimmtes Maß in Abhängigkeit von der Höhe des vorausgegangenen Extremwertes abgesenkt, und dieses Verfahren wird so lange fortgesetzt, bis die Lastwechselschwingung abgeklungen ist. Dabei wird nach dem ersten Fehlen einer Lastwechselschwingungs-Erkennung und nach Ablauf eines vorgegebenen Zeitabschnittes die ursprüngliche Höhe des Drehmomentes wieder eingestellt.

Das Verfahren entsprechend den Ansprüchen 7 bis 10 kann auch über die Überwachung des Saugrohrunterdruckes ausgelöst werden. Dabei kann die Höhe der Saugrohrunterdruck-Veränderung als Maß für die erste Absenkung des übertragbaren Drehmomentes herangezogen werden. Daran anschließend wird über einen

festgelegten Zeitabschnitt eine kontinuierliche Momentenabsenkung durchgeführt. Dieser festgelegte Zeitabschnitt ist in vorteilhafter Weise gangabhängig auf das jeweilige Fahrzeug abgestimmt.

Eine Erhöhung der Dämpfungswirkung kann noch dadurch erzielt werden, daß zwischen Reibungskupplung und Drehmasse eine Torsionsfederung angeordnet wird. Diese ist in der Lage, bei Amplitudenwechsel Federenergie abzugeben und wieder zu speichern. Das Abklingen der Lastwechselschwingung wird dadurch deutlich abgekürzt.

Die Drehmasse selbst sitzt vorteilhafterweise zwischen Anfahr- und Schaltkupplung und Getriebe, und zwar konzentrisch zur Getriebeeingangswelle, und ist mit dieser über eine vorzugsweise elektromagnetisch betätigbare Reibungskupplung koppelbar. Eine elektromagnetische Koppelung an dieser Stelle läßt sich problemlos unterbringen, wenngleich auch beispielsweise eine hydraulische Betätigung denkbar wäre.

Anschließend wird an Hand von Zeichnungen und Diagrammen die Erfindung näher erläutert. Es zeigt im einzelnen:

Fig. 1 ein Prinzipschaubild mit dem Antriebsstrang einer Brennkraftmaschine und der Steuereinrichtung;

Fig. 2 einen Teillängsschnitt durch ein Kupplungsgehäuse mit in diesem Bereich angeordneter Drehmasse;

Fig. 3 die Prinzipdarstellung der Signalfunktion und die daraus abgeleiteten Steuersignale zur Absenkung der Drehmomentübertragungsfähigkeit der Reibungskupplung;

Fig. 4 und 5 zeigen jeweils den Drehzahlverlauf der Motordrehzahl und der Drehmasse während des Abklingens einer Lastwechselschwingung, wobei gem. Fig. 5 eine zusätzliche Torsionsfederung zwischen Reibungskupplung und Drehmasse angeordnet ist und die Schwingungsunterdrückung in diesem Falle in einem kürzeren Zeitraum durchgeführt wird;

Fig. 6 und 7 zeigen Blockschaltbilder, nach denen die Steuereinrichtung arbeitet.

Fig. 1 zeigt in Prinzipdarstellung die Gesamtanordnung. Die Brennkraftmaschine 4 ist über ein Kupplungsgehäuse 12 mit dem Getriebe 6 verbunden, von welchem die Kardanwelle 13 ausgeht, und zwar bis in das Differential 7 hinein. Dem Antriebsstrang ist eine Steuereinrichtung 11 zugeordnet, welche Informationen zur Erkennung niederfrequenter Lastwechselschwingungen von der Brennkraftmaschine her erhält (Drehzahlverlauf oder Meßfühler 14 für Saugrohrunterdruck), welche ggf. Informationen zur Erkennung des eingelegten Getriebeenganges ermittelt und Informationen zum Steuern der Reibungskupplung für das Zu- oder Abschalten der Drehmasse abgibt.

Fig. 2 zeigt ein mögliches Ausführungsbeispiel für die räumliche Anordnung der Drehmasse 9 innerhalb des Kupplungsgehäuses 12. Die Kurbelwelle 16 der Brennkraftmaschine ist mit dem Schwungrad 15 fest verbunden. Am Schwungrad 15 ist eine herkömmliche Anfahr- und Schaltkupplung 5 angeordnet, welche über eine Kupplungsscheibe mit herkömmlichem Schwingungsdämpfer 17 mit der Getriebewelle 18 drehfest verbindbar ist. Mit 19 ist ganz allgemein ein Ausrücksystem bezeichnet, welches im vorliegenden Falle hydraulisch betätigt wird und ein Gehäuse 21 aufweist, das über eine Zwischenwand 20 am Kupplungsgehäuse 12 fest angeordnet ist. Dieses Gehäuse 21 trägt ein Lager 22 zum freien Umlauf der Drehmasse 9. Die Drehmasse 9 kann willkürlich an die Getriebewelle 18 angekoppelt werden, und zwar über eine Kupplungsscheibe 23, die dreh-

fest auf der Getriebewelle 18 angeordnet ist. Sie erstreckt sich radial bis in den Bereich der Drehmasse 9 hinein und ist im geringen Luftabstand von einer Anpreßplatte 24 angeordnet, die über Tangentialblatfedern 25 drehfest, aber axial verlagerbar mit der Drehmasse 9 verbunden ist. Auf der der Anpreßplatte 24 gegenüberliegenden Seite der Kupplungsscheibe 23 ist am Kupplungsgehäuse 12 bzw. am Getriebe 6 eine Magnetspule 26 fest angeordnet. Diese Magnetspule wird über die Steuereinrichtung 11 mit entsprechenden Signalen versorgt. Die Teile 23, 24 und 26 bilden die Reibungskupplung 8.

In Fig. 3 ist der prinzipielle Verlauf der bereits angesprochenen Signalfunktion S dargestellt. Diese Signalfunktion bildet sich die Steuereinrichtung 11 aus der Überwachung des Drehzahlverlaufes der Brennkraftmaschine. Die Signalfunktion S entsteht aus einem Glätten des Drehzahlverlaufes und einer Differentiation nach dem Kurbelwinkel. Eine Differentiation nach dem Kurbelwinkel ist leicht über Impulsgeber erfassbar, hat den großen Vorteil, daß die Zündfrequenz leicht, drehzahlunabhängig und ohne mitlaufende Filter geglättet werden kann. Somit stellt diese Kurve S die mittlere Steigung der Drehzahl n der Brennkraftmaschine 4 dar. Die Signalfunktion weist ebenso wie der Verlauf der Drehzahl verschiedene Extremwerte auf, wobei beide die gleiche Schwingungszeit aufweisen. Durch den Glättungsvorgang und den Differentiationsvorgang ist allerdings eine gewisse Phasenverschiebung gegenüber dem Drehzahlverlauf nicht zu umgehen. Trotzdem können die Steuersignale bis zu den einzelnen Drehzahlmaxima rechtzeitig erfolgen. Bei Erstellung der Signalfunktion S durch die Steuereinrichtung 11 wird durch Bildung des Quotienten von Momentan- zu Extremwert und der Festlegung des Betrages auf einen Wert kleiner Eins eine Extremwernerkennung durchgeführt, welche beispielsweise gem. Fig. 3 beim ersten Extremwert 1 entsprechend t_{EX1} zum Startzeitpunkt t_{S1} führt. In Verbindung mit dem Blockschaltbild gem. Fig. 6 wird nachfolgend die Arbeitsweise der Steuereinrichtung 11 näher erläutert. Aus der Motordrehzahl n gewinnt die Steuereinrichtung 11 durch Glätten und Differentiation die Signalfunktion S . Danach überprüft die Steuereinrichtung 11 das Erreichen bzw. Überschreiten des Schwellwertes S_1 bzw. S_2 . Daraufhin wird der Verlauf der Signalfunktion S auf die Erkennung des ersten Extremwertes 1 hin überwacht, wie bereits beschrieben. Beim Erkennen dieses Extremwertes 1, also zum Zeitpunkt t_{S1} , erfolgt die erste Beeinflussung des Steuersignales ST für die Herabsetzung des übertragbaren Drehmomentes der Reibungskupplung 8. So wird beispielsweise gemäß der mittleren Kennlinie in Fig. 3 das Steuersignal um den Wert $ST1$ abgesenkt. Nach dieser Absenkung erfolgt weiterhin die Überwachung der Schwellwerte S_1 bzw. S_2 und beim Erkennen des nächsten Schwellwertes wird der darauffolgende Extremwert 2 ebenfalls erkannt, und zwar zum Zeitpunkt t_{S2} . Von diesem Zeitpunkt an wird das Steuersignal um einen weiteren Betrag von der Größe $ST2$ abgesenkt, wobei auch diese Absenkung in direktem Verhältnis zur Größe des Extremwertes 2 steht. Gem. Fig. 3 kann noch ein dritter Extremwert 3 durch Überwachung des Schwellwertes erkannt werden und es wird ein drittesmal das Steuersignal um den Wert $ST3$ herabgesetzt. Beim Fehlen oder Nichterkennen eines Schwellwertes wird dann in Abhängigkeit von der letzten Extremwernerkennung nach Ablauf eines vorgegebenen Zeitraumes t_r das Steuersignal wieder auf den ursprünglichen Wert

zurückgesetzt. Dabei ist die Zeitspanne für t_{10} so auszu-
legen, daß sie größer als die Hälfte einer vollständigen
Schwingung der Signalfunktion ist. Die Größe des Steu-
ersignales ST ist hierbei ein direktes Maß für die Dreh-
momentübertragungsfähigkeit der Reibungskupplung 8. Durch den Arbeitsablauf der Steuereinrichtung 11
nach diesen Vorgaben ist es nicht nötig, eine Ganger-
kennung durchzuführen, da solange eine Anpassung der
Reibungskupplung an die Höhe der Extremwerte der
Signalfunktion stattfindet, wie die Schwingung anhält.

Ein etwas einfacherer Arbeitsablauf für die Steuer-
einrichtung ist gem. Fig. 7 und der untersten Kennlinie
gem. Fig. 3 dargestellt.

In diesem Falle ist es lediglich nötig, über die Schwell-
wernerkenkung den ersten Extremwert 1 der Signal-
funktion S zu erkennen, wonach entsprechend der Höhe
dieses Extremwertes die erste Absenkung des Steuersig-
nales um den Wert ST erfolgt und danach in einem
vorgegebenen Zeitabschnitt t_F eine kontinuierliche Ab-
senkung des Steuersignales erfolgt. Dabei muß der Zeit-
abschnitt t_F entsprechend dem Schwingungsverhalten
des vorhandenen Kraftfahrzeuges abgestimmt sein. In
diesem Falle ist es auch zweckmäßig, eine Gangerken-
nung mit vorzusehen und den Zeitabschnitt t_F zeitab-
hängig auf den jeweils eingelegten Gang abzustimmen.
Nach Ablauf des Zeitabschnittes t_F erfolgt eine Rück-
stellung des Steuersignales auf den ursprünglichen
Wert.

Die Veränderung des Steuersignales ST kann jedoch
auch ohne Herleitung der Signalfunktion S erfolgen.
Vorzugsweise kann die Änderung des Unterdruckes im
Ansaugsystem der Brennkraftmaschine für die Erken-
nung eines Lastwechsels herangezogen werden. Eine
solche Erkennung führt im wesentlichen ebenfalls zum
Startzeitpunkt t_{S1} und von diesem Startzeitpunkt an
kann entsprechend der untersten Kennlinie von Fig. 3
sowohl eine erste Absenkung um den Betrag ST als
auch eine weitere Absenkung nach einer vorgegebenen
Funktion über den Zeitabschnitt t_F erfolgen. Dabei kann
in Abhängigkeit von der Höhe der Unterdruckänderung
die erste Absenkung ST erfolgen. Eine solche Beeinflus-
sung des Steuersignales ist mit etwas geringerem Auf-
wand verbunden. Es kann hierbei eine am Ansaugkanal
der Brennkraftmaschine angeschlossene Unterdruckdo-
se Verwendung finden, die eine Membrane mit einer
Bypaßöffnung und einer Rückstellfeder auf der einen
Seite aufweist.

In den Fig. 4 und 5 sind die Drehzahlverläufe n der
Brennkraftmaschine im nicht unterbrochenen Linienzug
dargestellt und derjenige der Drehmasse 9 im strichlier-
ten Linienzug. Fig. 4 zeigt dabei bei beispielsweise in
Fig. 2 dargestellte Ausführung, bei welcher eine Brenn-
kraftmaschine 4 über eine Anfahr- und Schaltkupplung
5 mit einem Getriebe 6 verbunden ist und parallel zur
Getriebeeingangswelle die Reibungskupplung 8 mit der
Drehmasse 9 angeordnet ist. Vom Getriebe 6 geht die
Kraftweiterleitung bis in das Differential 7. Der Dreh-
zahlverlauf zeigt sowohl hochfrequente Schwingungen
entsprechend der Zündfrequenz als auch niederfrequen-
te Schwingungen, die durch Lastwechsel eingeleitet
werden. Ohne eine gezielte Dämpfung benötigen sie
relativ lang zum Abklingen. Durch die gezielte Dämp-
fung über eine vorübergehend als Rutschkupplung um-
funktionierte Kupplung 8 für die Drehmasse 9 kann
diese niederfrequente Schwingung in kurzer Zeit zum
Abklingen gebracht werden. Gestrichelt ist der Dreh-
zahlverlauf der Drehmasse 9 dargestellt, wobei jeweils
beim Überschneiden beider Linien zu den Umlenkzeit-

punkten t_{11} kurzzeitig Drehzahlgleichheit besteht. An-
sonsten eilt die angetriebene Seite der Reibungskupp-
lung 8 der abgetriebenen Seite entweder vor oder nach.
Dieser Effekt wird durch kontinuierliches Herabsetzen
der Drehmomentübertragungsfähigkeit der Reibungs-
kupplung 8 so lange aufrechterhalten, bis die Schwin-
gung abgeklungen ist.

Fig. 5 zeigt das gleiche System nur mit einer zusätzli-
chen Torsionsfederung 10 zwischen Reibungskupplung
8 und Drehmasse 9. Die mit dieser Anordnung erzielten
Kennlinien von Drehzahl n und Drehzahl der Drehmas-
se 9 zeigen nebenstehend ein schnelleres Abklingen der
niederfrequenten Lastwechselschwingung gegenüber
Fig. 4. Dabei wird jeweils vom Zeitpunkt t_{11} an eine
Haftphase der Reibungskupplung 8 erreicht, die insge-
samt eine Zeitdauer t_{11} erreicht. In dieser Haftzeit t_H
erfolgt jeweils zuerst eine Abgabe von Federenergie
nach Ende der Rutschphase und daran anschließend eine
Speicherung von Federenergie vor der nächsten
Rutschphase. Diese Abgabe und Speicherung von Fe-
derenergie bewirkt ein deutlich schnelleres Abklingen
der niederfrequenten Lastwechselschwingungen. Dabei
könnte man sich die Torsionsfederung 10 prinzipiell so
vorstellen wie die Torsionsfederung in einem Torsions-
schwingungsdämpfer üblicher Bauart.

Die Anordnung der Drehmasse parallel zum An-
triebsstrang ist prinzipiell an jeder Stelle dieses An-
triebsstranges möglich und muß nicht zwangsläufig im
Bereich zwischen Anfahr- und Schaltkupplung und Ge-
triebeeingang sein.

- Leerseite -

THIS PAGE BLANK (USPTO)

3623627

Nummer:

36 23 627

Int. Cl. 4:

F 16 F 15/12

Anmeldetag:

12. Juli 1986

Offenlegungstag:

14. Januar 1988

Fig. 1

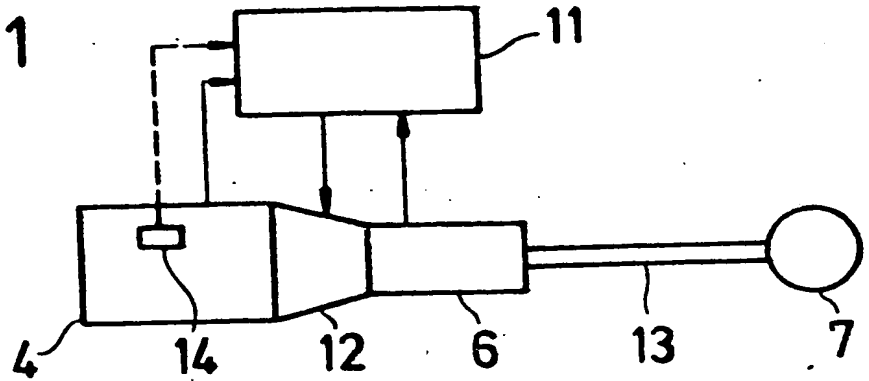
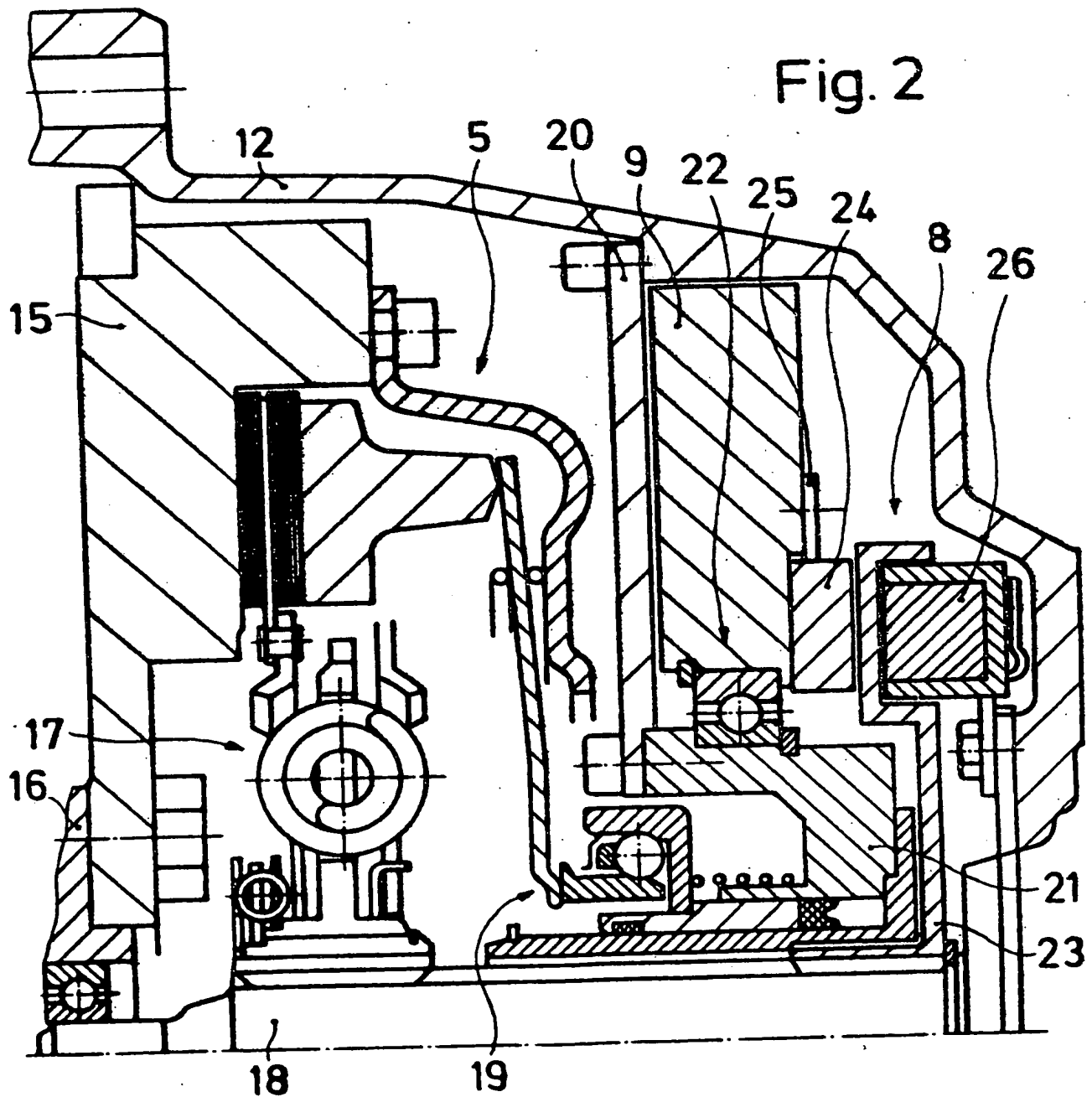


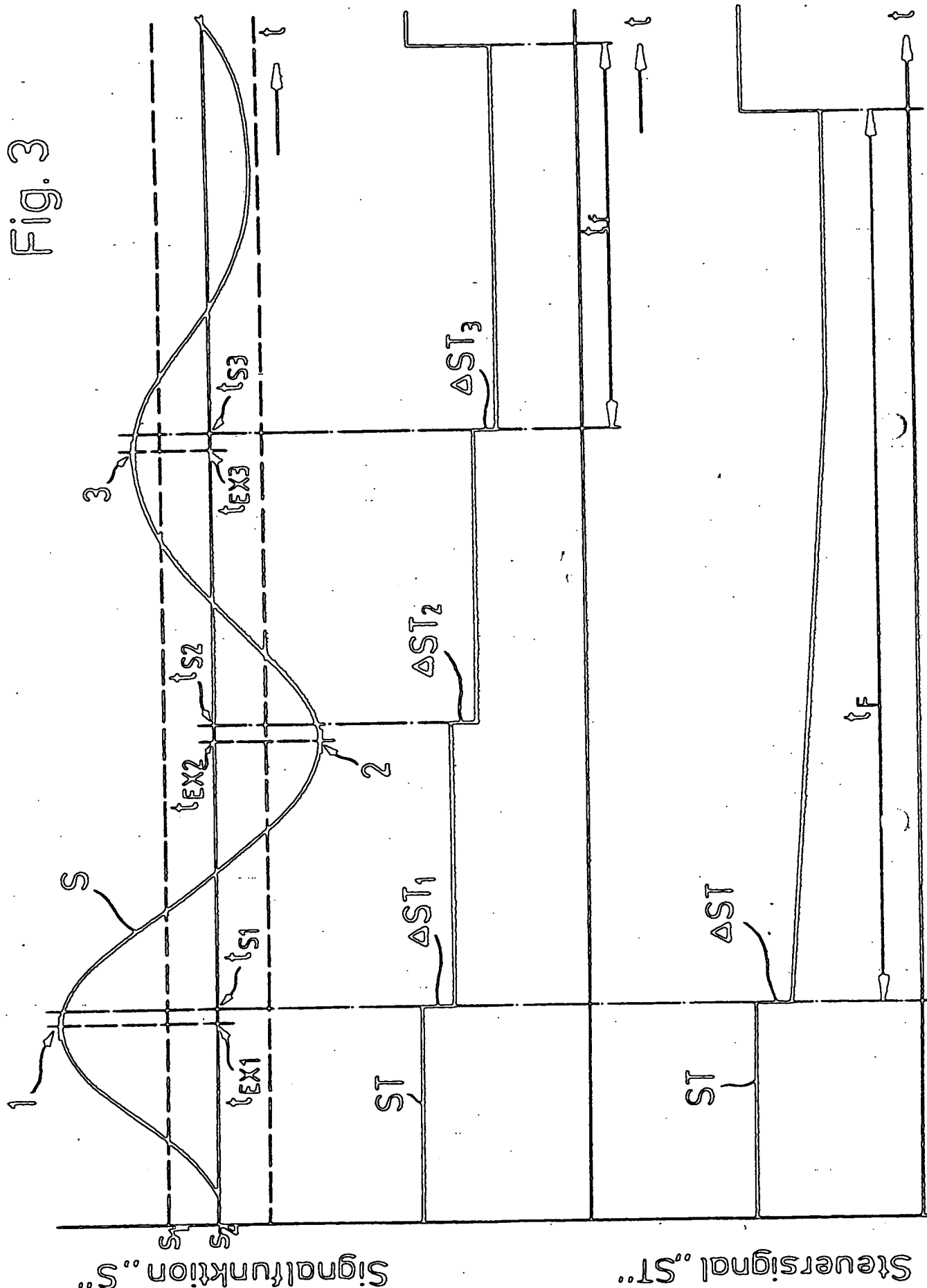
Fig. 2



COPY

708 862/

Fig. 3



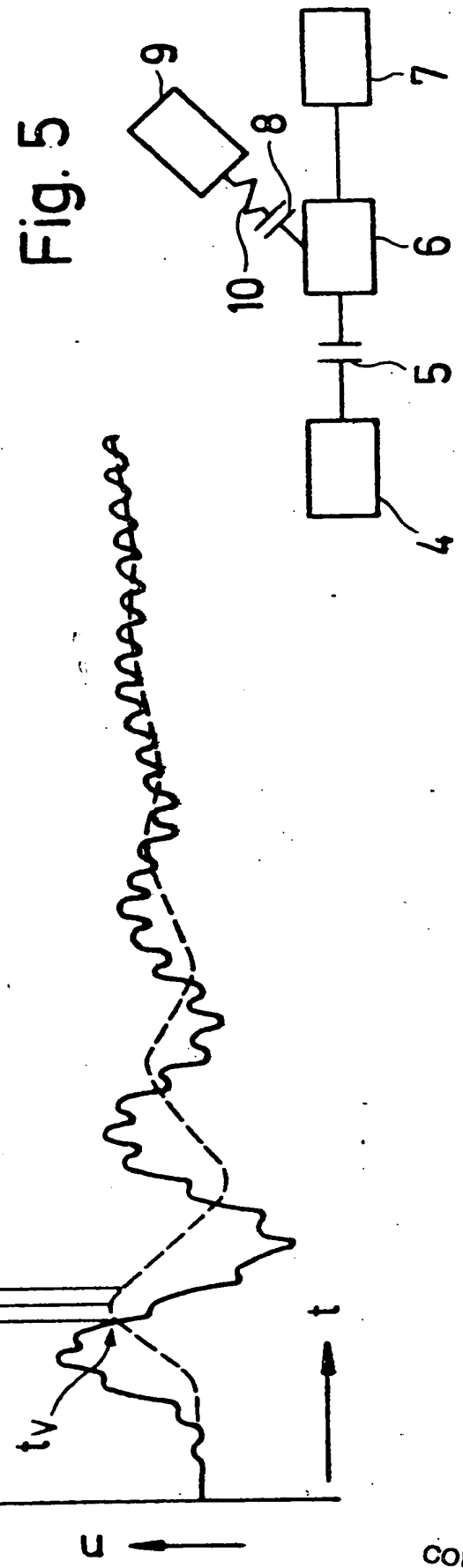
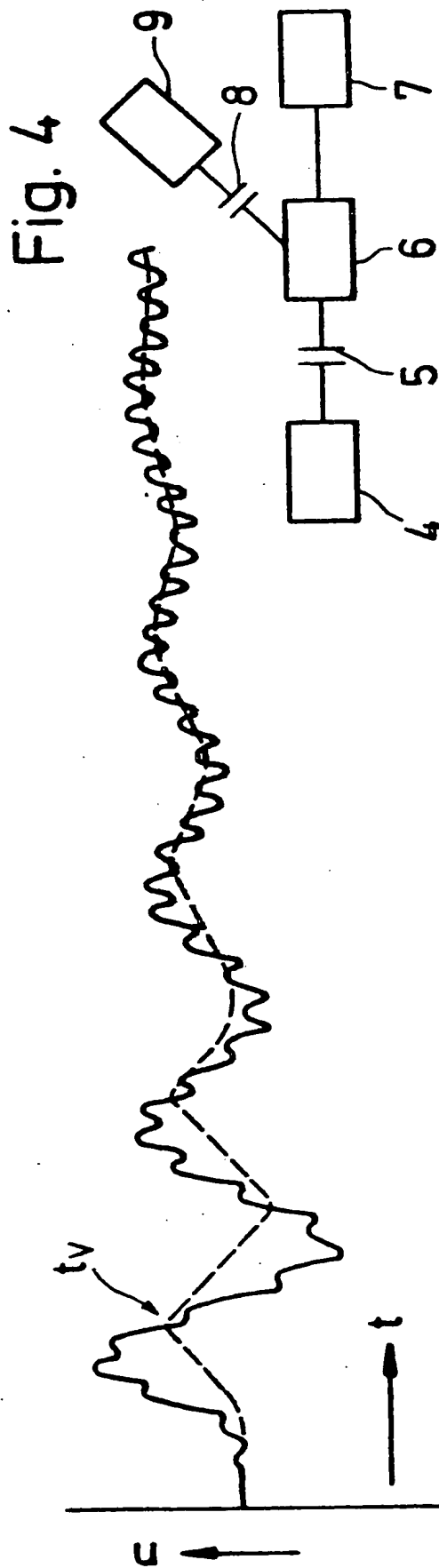


Fig. 6

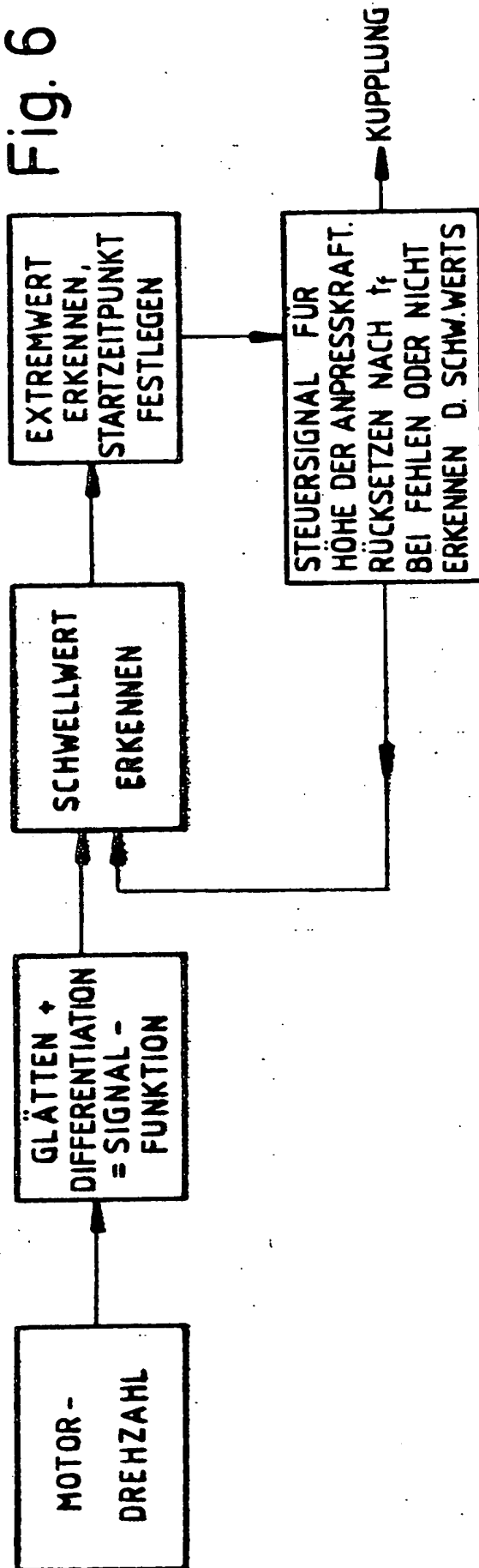


Fig. 7

